

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
30. Juni 2005 (30.06.2005)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2005/059353 A1

(51) Internationale Patentklassifikation⁷: **F02M 61/18**,
61/08, F16K 1/38

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2004/002356

(22) Internationales Anmeldedatum:
22. Oktober 2004 (22.10.2004)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
103 59 302.0 17. Dezember 2003 (17.12.2003) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von
US): **ROBERT BOSCH GMBH** [DE/DE]; Postfach 30 02
20, 70442 Stuttgart (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **RODRIGUEZ-**

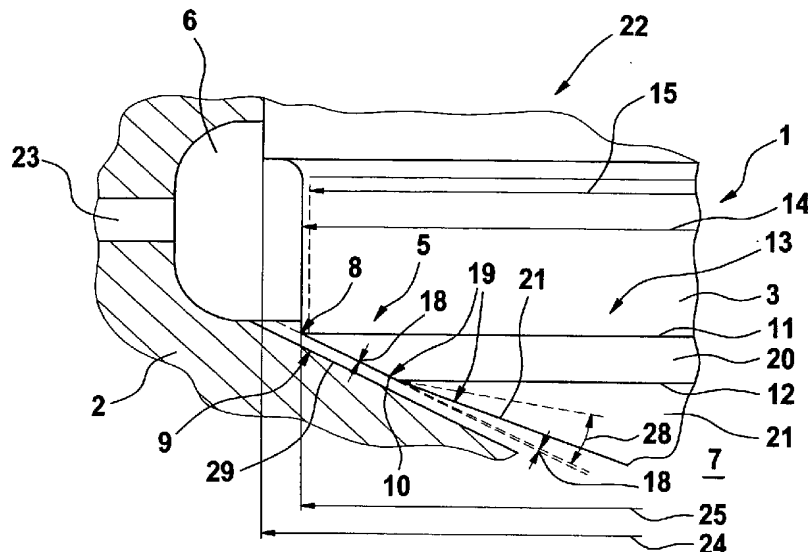
AMAYA, Nestor [CO/DE]; Dennerstrasse 70, 70372
Stuttgart (DE). **STUTZENBERGER, Heinz** [DE/DE];
Schwabstr. 19/2, 71665 Vaihingen (DE). **DUTT, Andreas**
[DE/DE]; Siegelbergstrasse 44, 70469 Stuttgart (DE).
HENKEL, Bernhard [DE/DE]; Weizenstr. 58, 71665
Vaihingen/Enz (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,
CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI,
GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE,
KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD,
MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG,
PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM,
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM,
ZW.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: VALVE BODY COMPRISING A POLYCONICAL GEOMETRY ON THE VALVE SEAT

(54) Bezeichnung: VENTILKÖRPER MIT MEHRFACHKEGELGEOMETRIE AM VENTILSITZ



(57) Abstract: The invention relates to a valve (1) for controlling highly pressurized liquids. Said valve (1) comprises a valve seat zone (5) where a high-pressure zone (6, 23) and a low-pressure zone (7) can be connected to or disconnected from each other. A seat surface (29) for a conical valve member (3) is embodied on a valve body (2), said seat surface (29) extending in a slanted manner within the valve body (2). The conical valve member (3) is provided with a polyconical geometry (19) in the valve seat zone (5). Said polyconical geometry encompasses at least one first conical surface (20) and a second conical surface (21) which are provided with different cone angles (18, 18a, 27, 28).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2005/059353 A1



(84) **Bestimmungsstaaten** (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

(57) **Zusammenfassung:** Die Erfindung bezieht sich auf ein Ventil (1) zum Steuern von unter hohem Druck stehenden Flüssigkeiten mit einem Ventilsitzbereich (5), an welchen ein Hochdruckbereich (6, 23) und ein Niederdruckbereich (7) miteinander verbindbar oder voneinander trennbar sind. An einem Ventilkörper (2) ist eine Sitzfläche (29) für ein kegelförmiges Ventiltglied (3) weist eine Mehrfachkegelgeometrie (19) im Ventilsitzbereich (5) auf, mit mindestens einer ersten Kegelfläche (20) und einer zweiten Kegelfläche (21), die voneinander verschiedene Kegelwinkel (18, 18a, 27, 28) aufweisen.

5

Ventilkörper mit Mehrfachkegelgeometrie am Ventilsitz

10

Technisches Gebiet

In Kraftstoffeinspritzsystemen, die zum Beispiel an gemischverdichtenden oder selbstzündenden Verbrennungskraftmaschinen eingesetzt werden, kommen heute Magnetventile zur Steuerung der Kraftstoffmenge zum Einsatz. In geschlossenem Zustand der Magnetventile sorgen diese dafür, dass kein Kraftstoff aus einem eingeschlossenen Volumen abströmen kann. Im offenen Zustand wird hingegen der Kraftstoffdurchfluss ermöglicht. Mit derartigen Ventilen müssen zum Beispiel bei Einsatz in Kraftstoffeinspritzanlagen für direkteinspritzende Verbrennungskraftmaschinen hohe Systemdrücke, die in der Größenordnung von mehr als 1500 bar liegen, beherrscht werden. Die an diesen Ventilen ausgebildeten Ventilsitze werden mit Einfachkegel in I-Ventil (nach innen öffnende Anordnung) beziehungsweise A-Ventil (nach außen öffnende Anordnung) -Ausführung gefertigt.

25 Stand der Technik

Ventile, die in Kraftstoffeinspritzanlagen für selbstzündende Verbrennungskraftmaschinen zum Einsatz kommen, werden bauraumbedingt immer kleiner, wohingegen die zu beherrschenden Systemdrücke eine stark ansteigende Tendenz aufweisen. Dies führt bei derartigen Ventilen zu höheren Belastungen, insbesondere im Ventilsitzbereich. Durch diese höheren Belastungen kann es neben Kavitationseffekten auch zu mechanischem Ventilsitzverschleiß im Dichtbereich kommen. Aus DE 42 38 727 C2 ist ein solches Ventil bekannt.

Bei höheren Belastungen sich im Ventilsitzbereich einstellender Verschleiß führt zu einer Änderung des Schaltverhaltens hinsichtlich des Öffnungs- und des Schließvorgangs über die Lebensdauer derartiger Ventile und damit zu einer Drift der Einspritzmenge mit zunehmender Lebensdauer eines Ventils mit Einfachkegel.

Beim konventionellen Ventilsitz eines Magnetventils, wie es beispielsweise in Hochdruckeinspritzsystemen eingesetzt wird, sind Ventalnadel und Ventilkörper, in welchem die Ventalnadel geführt ist, in unterschiedlichen Kegelwinkeln gefertigt. Aufgrund dessen ergibt sich eine sich im Ventilsitzbereich einstellende Sitzwinkeldifferenz. Die Sitzwinkeldifferenz bewirkt zum einen eine genau definierte Dichtkante im Neuzustand. Ferner bewirkt die Sitzwinkeldifferenz bei Ventilsitzen mit Einfachkegeln die Ausbildung eines Dämpfungsspalt zwischen der Ventalnadel und dem Ventilkörper.

Aufgrund des sich über die Lebensdauer des Magnetventils einstellenden mechanischen Verschleißes im Dichtbereich gleichen sich die Kegelwinkel von Ventalnadel und Ventilkörper mit steigender Betriebsdauer an. Aus einer im Neuzustand des Magnetventils linienförmig verlaufenden Abdichtung (Dichtkante) entsteht im Laufe der Betriebszeit eine im eingelaufenen Zustand flächige Abdichtung. Je nach Konfiguration der aufgrund des Verschleißes sich einstellenden Oberflächenstruktur der Dichtfläche kann diese vom Hochdruck p_{HD} unterwandert werden. Aufgrund des Übergangs von einer linienförmigen Abdichtung im Neuzustand zu einer flächigen Abdichtung im eingelaufenen Zustand verschiebt sich der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser $d_{hydr.}$ von der ursprünglichen Dichtkante in den Verschleißbereich. Dies bedeutet, dass der ursprünglich hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser $d_{hydr.}$ abnimmt. Der sich im eingelaufenen Zustand bei flächiger Abdichtung einstellende hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser $d_{hydr.Betrieb,DL}$ ist geringer als der hydraulisch wirksame Durchmesser $d_{hydr.}$ im Neuzustand, wodurch sich die hydraulisch wirksame Fläche verändert. Aufgrund einer Veränderung der hydraulisch wirksamen Fläche im Ventilsitzbereich des Magnetventils ändern sich die an der Ventalnadel angreifenden Kräfteverhältnisse, was zu einer unerwünschten Änderung des Schaltverhaltens des Magnetventils über dessen Lebensdauer führt und so Mengendrift verursacht.

Darstellung der Erfindung

Um eine möglichst geringe Mengendrift der in den Brennraum einer Verbrennungskraftmaschine einzuspritzenden Kraftstoffmenge über die Lebensdauer zu erreichen, ist es erforderlich, dass der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser $d_{hydr.}$ über die Lebensdauer eines Ventils weitestgehend konstant bleibt. Um dies zu erreichen, weist der erfindungsgemäß vorgeschlagene Ventilsitz eines Magnetventils zum Einsatz bei Hochdruckkraftstoffeinspritzsystemen beispielsweise eine Doppelkegel- beziehungsweise Mehrfachkegelgeometrie inklusive Hinterschneidungen auf. Die erfindungsgemäß vorgeschlagene Ausgestaltung eines Ventilsitzes zeichnet sich dadurch aus, dass im Dichtbereich des Ventilsitzes eine Reduzierung und nach dem Dichtbereich (Freibereich) des Ventilsitzes eine Erhöhung der Sitzwinkeldifferenz ausgebildet ist. Die Doppel- beziehungsweise Mehrfachke-

gelgeometrie führt im Neuzustand des Ventils zu einer flächigen Abdichtung, d.h. einem flächigen Kontaktbereich, da geringe Sitzwinkeldifferenz und Rauigkeit beziehungsweise Ebenheitstoleranzen von Ventilnadel und Ventilkörper dafür sorgen, dass nicht nur die äußere Kante der Ventilnadel auf dem Ventilkörper aufliegt, sondern auch "Rauigkeits-
5 spitzen", die aus der Bearbeitung herrühren, zwischen Ventilnadel und Ventilkörper. Im Neuzustand ist demnach im Unterschied zu den aus dem Stand der Technik bekannten Ausführungsvarianten mit Einfachkegel kein linienförmiger Dichtbereich (Dichtkante) vorhanden. Aufgrund einer erhöhten Sitzwinkeldifferenz im Freibereich, d.h. hinter dem Dichtbereich liegend, kann eine Begrenzung des sich einstellenden mechanischen Ver-
10 schleißes erreicht werden. Durch diese Maßnahme wird der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser d_{hydr} im Neuzustand verringert und im eingelaufenen Zustand des Ventils stabilisiert. Damit kann der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser d_{hydr} über die Lebenszeit des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventils annähernd konstant gehalten werden. Dadurch lässt sich eine Mengendrift der in den Brennraum einer Verbrennungskraftma-
15 schine eingespritzten Kraftstoffmenge und deren Streuung über die Lebensdauer des Ventils reduzieren. Aufgrund des im Wesentlichen konstanten hydraulisch wirksamen Dichtdurchmessers d_{hydr} kann demzufolge eine Änderung des Schaltverhaltens des mit der erfindungsgemäß vorgeschlagenen Sitzgeometrie ausgestatteten Ventils in vorteilhafter Weise weitestgehend vermieden werden.

20 Die erfindungsgemäß vorgeschlagene Ausbildung eines Ventilsitzes als Doppel- oder Mehrfachkegelgeometrie lässt sich insbesondere bei Hochdruckeinspritzsystemen, wie sie an selbstzündenden Verbrennungskraftmaschinen zum Einsatz kommen, vorteilhaft anwenden, bei denen Drücke von mehr als 1500 bar beherrschbar bleiben müssen. Die erfindungsgemäß vorgeschlagene Ausgestaltung des Ventilsitzes kann sowohl bei nach innen
25 öffnenden Ventilen (I-Ventil) als auch bei nach außen öffnenden Ventilen (A-Ventil) Verwendung finden. In einer vorteilhaften Ausgestaltungsvariante bleibt aufgrund von Kegelflächen, die sich beidseits einer Dichtkante erstrecken, im Falle des Verschleißes der Dichtkante der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser d_{hydr} unverändert, da der aus der
30 Abplattung der Dichtkante im Betrieb entstehende Sitzangleich gleichzeitig radial nach innen und radial nach außen verläuft. Dadurch entsteht aus einer ursprünglich linienförmigen Abdichtung im Laufe der Lebensdauer des Ventils bei zunehmender Abplattung der Dichtkante eine sich symmetrisch zu beiden Seiten vergrößern-
de Abdichtfläche, deren Charakteristikum ein konstanter, hydraulisch wirksamer Dichtdurchmesser d_{hydr} ist.

Zeichnung

Anhand der Zeichnung wird die Erfindung nachstehend eingehender beschrieben.

5 Es zeigt:

Figur 1 eine Ausführungsvariante einer Doppelkegelsitzgeometrie an einem I-Ventil,

10 Figur 2 eine weitere Ausführungsvariante einer Doppelkegelsitzgeometrie an einem I-Ventil im Ventilsitzbereich,

Figur 3 eine weitere Ausführungsvariante eines Ventilsitzbereiches an einem I-Ventil mit beidseits der Dichtkante sich erstreckenden Kegelflächen,

15 Figur 4 eine weitere Ausführungsvariante einer Dichtkante an einem Ventilsitzbereich eines I-Ventils, ebenfalls mit Kegelflächen beidseits der Dichtkante,

20 Figur 5 eine Ausführungsvariante einer Mehrfachkegelgeometrie im Ventilsitzbereich mit in den Ventilkörper eingelassener Tasche,

Figur 6 eine erste Ausführungsvariante einer Mehrfachkegelgeometrie im Ventilsitzbereich eines A-Ventils,

25 Figur 7 eine weitere Ausführungsvariante eines Ventilsitzbereiches an einem A-Ventil,

Figur 8 eine weitere Ausführungsvariante eines Ventilsitzbereiches an einem A-Ventil mit angeschrägter Ventilkörperdichtfläche,

30 Figur 9 eine weitere Ausführungsvariante eines erfindungsgemäß beschaffenen Ventilsitzbereiches mit einer Dichtkante, zu der sich zwei Kegelstumpfflächen erstrecken und

35 Figur 10 eine weitere Ausführungsvariante eines Ventilsitzbereiches an einem A-Ventil mit in die Ventilkörperdichtfläche integrierter Tasche.

Ausführungsvarianten

Figur 1 zeigt eine Ausführungsvariante der erfindungsgemäß vorgeschlagenen Mehrfach-
5 kegelgeometrie an einem Ventilsitzbereich eines I-Ventils.

Ein Magnetventil 1, so zum Beispiel ein bei Hochdruckeinspritzanlagen für Kraftstoff eingesetzt
Diesel-Magnetventil, umfasst einen Ventilkörper 2 und ein in diesem geführtes,
als Ventilnadel 3 ausgebildetes Ventilglied 3. Das Ventilglied 3 und der Ventilkörper 2
10 sind symmetrisch zu einer Symmetrielinie aufgebaut. Ein Ventilsitzbereich zwischen dem
Ventilkörper 2 und der Ventilnadel 3 ist durch Bezugszeichen 5 gekennzeichnet. Durch den
Ventilsitzbereich 5 werden im geschlossenen Zustand der Ventilnadel 3 ein Hochdruckbereich 6,
in dem ein Hochdruck p_{HD} herrscht, und ein Niederdruckbereich 7, in dem ein geringerer
Druck p_{ND} herrscht, voneinander getrennt.

In der in Figur 1 dargestellten Ausführungsvariante des Ventilsitzbereiches 5 wird eine
Dichtkante 8 durch den Dichtkantendurchmesser 25 (d_s) einer ersten Kegelfläche 20 eines
Mehrfachkegels 19 definiert. Innerhalb der ersten Kegelfläche 20 ist eine Sitzwinkeldifferenz
18 ausgebildet. Die Sitzwinkeldifferenz 18 beträgt lediglich einige Winkelgrade (\leq
20 5°). Im Neuzustand des Ventils 1 fällt der Dichtkantendurchmesser 25 d_s annähernd mit
dem hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser 14 $d_{hydr, neu}$ zusammen. Aufgrund der erfindungsgemäß
an der ersten Kegelfläche 20 ausgebildeten Sitzwinkeldifferenz 18 geht der Kontakt zwischen der
Dichtkante 8 und der Sitzfläche 29 im Laufe des Betriebes in einen flächigen Kontakt über,
wobei jedoch aufgrund der geringen Sitzwinkeldifferenz 18 sichergestellt ist, dass ein sich im Laufe
25 der Betriebszeit einstellender hydraulisch wirksamer Dichtdurchmesser 15 (gestrichelte Darstellung
in Figur 1) $d_{hydr, Betrieb}$ im Wesentlichen mit dem hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser 14
 $d_{hydr, neu}$ im Neuzustand übereinstimmt. Die sich an die erste Kegelfläche 20 anschließende
zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 kann mit einer Kegelfläche, deren Winkel
innerhalb eines Winkelbereiches 28 (vgl. Darstellung gemäß Figur 1) versehen werden. Durch das
30 Vorsehen der zweiten Kegelfläche 21, die nicht in Kontakt mit der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 tritt,
ist sichergestellt, dass die Abdichtwirkung nur zwischen der in der Sitzwinkeldifferenz 18
ausgebildeten ersten Kegelfläche 20 und der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 auftritt. Dadurch
wird die Einlauf- beziehungsweise Verschleißbreite begrenzt.

Der Neigungswinkel, in welchem eine zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie
19 ausgebildet ist, kann in dem durch den Neigungswinkel 28 dargestellten Bereich liegen.
Die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 schließt sich unterhalb der

zweiten Umlaufkante 12 an der Ventalnadel 3 an die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 an. Im Zusammenspiel mit der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 wird im geschlossenen Zustand der Ventalnadel 3 sowohl im Neuzustand als auch im eingelaufenen Zustand der Ventalnadel 3 eine flächige Abdichtung des Hochdruckbereiches 6, in welchem
5 Hochdruck p_{HD} herrscht, vom Niederdruckbereich 7, in dem Niederdruck p_{ND} herrscht, erreicht. In der Darstellung gemäß Figur 1 ist der Außendurchmesser der Ventalnadel 3 durch Bezugszeichen 24 (d_N) angedeutet.

Der in Figur 1 dargestellte Abstand zwischen der ersten Kegelfläche 20 der Ventalnadel 3 und der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 fungiert bei entsprechender Wahl des Kegelwinkels 28 der zweiten Kegelfläche 21 als Dämpfungswinkel, da beim Schließen der Ventalnadel 3 der in dem Spalt befindliche Kraftstoff herausgedrückt werden muss, so dass der Anschlag der ersten Kegelfläche 20 an der Sitzfläche 29 durch den in einem Dämpfungsspalt 10 noch enthaltenen Kraftstoff gedämpft wird.

Figur 2 ist eine weitere Ausführungsvariante eines erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventilsitzbereiches an einem I-Ventil zu entnehmen.

Der Hochdruckbereich 6, der über den Hochdruckzulauf 23 gespeist wird, ist vom Niederdruckbereich 7, in welchem Niederdruck p_{ND} herrscht, durch die erste Kegelfläche 20 der Ventalnadel 3 getrennt.

Im Unterschied zur in Figur 1 dargestellten Ausführungsvariante ist bei der in Figur 2 dargestellten Ausführungsvariante eines erfindungsgemäß vorgeschlagenen I-Ventils 22 die zweite Kegelfläche 21 nach innen gestülpt, d.h. im Vergleich zur in Figur 1 dargestellten Ausführungsvariante trägt die zweite Kegelfläche 21 keinen Beitrag zur Dämpfung bei.

Figur 3 ist die Darstellung einer Mehrfachkegelgeometrie an der Ventalnadel eines I-Ventils zu entnehmen.

Aus der Darstellung gemäß Figur 3 geht hervor, dass die Dichtkante 8 im Neuzustand des Ventils 1 im Dichtkantendurchmesser 25 (d_S) ausgebildet ist. Der Dichtkantendurchmesser 25 (d_S) entspricht im Neuzustand des Ventils 1 dem hydraulisch wirksamen Durchmesser $d_{hydr.neu}$ (vgl. Bezugszeichen 14). Beidseits der Dichtkante 8 im Ventilsitzbereich 5 erstrecken sich die Kegelflächen 20 und 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19. Die erste Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 ist in der Sitzwinkeldifferenz 18 ausgebildet, während die zweite Kegelfläche 21, welche sich unterhalb der zweiten Umlaufkante 12 an die erste Kegelfläche 20 anschließt, mit einer weiteren Sitzwinkeldifferenz 27, bezogen auf die

Sitzfläche 29 und die zweite Kegelfläche 21 ausgeführt ist. Bei einer sich im Laufe des Betriebes einstellenden Abplattung im Bereich der Dichtkante 8 bei Kontakt mit der dieser gegenüberliegenden Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2, erfolgt ein Sitzangleich simultan radial nach innen und radial nach außen, so dass aufgrund des zunehmenden Einlaufens und des sich einstellenden Verschleißes der hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser $d_{\text{hydr., Betrieb}}$ im Wesentlichen unverändert bleibt. In der Darstellung gemäß Figur 3 fällt die Dichtkante 8 mit der zweiten Umlaufkante 12 der Ventilnadel 3 zusammen.

Der Darstellung gemäß Figur 4 ist eine Ausführungsvariante des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventilsitzes gemäß Figur 3 zu entnehmen.

Im Unterschied zur in Figur 3 dargestellten Ausführungsvariante wird in der Ausführungsvariante gemäß Figur 4 unterhalb der zweiten Kegelfläche 21 eine weitere, dritte Kegelfläche 41 ausgebildet. Die weitere, dritte Kegelfläche 41 begrenzt den möglichen Einlaufbeziehungsweise Verschleißbereich der ersten Kegelfläche 20, so dass sich der Verschleiß nur bis maximal zur zweiten Umlaufkante 12 auszubreiten vermag. Die Funktionsweise des in Figur 4 dargestellten Ventilsitzes ist analog zur Funktionsweise des Ventilsitzes gemäß der Darstellung in Figur 3.

Der Darstellung gemäß Figur 5 ist eine weitere Ausführungsvariante eines erfindungsgemäß beschaffenen Ventilsitzbereiches zu entnehmen.

Im Unterscheid zu den in den Figuren 1 bis 4 dargestellten Ausführungsvarianten ist gemäß der in Figur 5 dargestellten Ausführungsvariante an der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 eine Tasche 36 (Freistich) ausgebildet. Die Tasche 36 liegt der zweiten Umlaufkante 12 gegenüber, welche die erste Kegelfläche 20 von der zweiten Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 trennt. Die Aufgabe der in der Sitzfläche 29 ausgebildeten Tasche 36 liegt darin, den bei Kontakt der ersten Kegelfläche 20 mit der Sitzfläche 29 auftretenden Verschleiß, auf die Kegelfläche 20 zu begrenzen.

Die erste Kegelfläche 20 ist in der Sitzwinkeldifferenz 18 ausgebildet, während die zweite Kegelfläche 21 unterhalb der zweiten Umlaufkante 12 an der Ventilnadel 3 einen Kegelswinkel 27 aufweist, der höher ist als die Sitzwinkeldifferenz 18 der ersten Kegelfläche 20. Auch in diesem Falle fällt der Dichtkantendurchmesser 25 (d_s) mit dem Außendurchmesser der ersten Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 zusammen. Der Nadeldurchmesser 24 (d_N) der Ventilnadel 3 entspricht gleichzeitig dem Führungsdurchmesser des Ventilkörpers 2. Auch mit der in Figur 5 dargestellten Ausführungsvariante eines

I-Ventils 22 lässt sich ein nahezu konstanter hydraulischer Dichtdurchmesser im Neuzustand im Vergleich zum eingelaufenen Zustand des Ventilsitzes erreichen.

Während in den erfindungsgemäßen Ausführungsvarianten in den Figuren 1 bis 5 I-Ventilsitze 22 beschrieben werden, d.h. Ventile, die nach innen öffnen, werden in den nachfolgend skizzierten Ausführungsvarianten A-Ventile beschrieben. Bei den mit Bezugszeichen 22 bezeichneten I-Ventilen öffnet die Ventilnadel 3 in Richtung auf den Hochdruckzulauf 23 und gibt eine Strömungsverbindung zwischen dem Hochdruckbereich 6 und dem Niederdruckbereich 7 frei. Demgegenüber handelt es sich bei den nachfolgend beschriebenen, gemäß der Figuren 6 bis 10 gestalteten Ausführungsvarianten um A-Ventile, bei denen die Ventilnadel 3 in Bezug auf den Hochdruckzulauf 23 in den Hochdruckbereich 6 von diesem weg, d.h. nach außen, öffnet.

Figur 6 zeigt eine erste Ausführungsvariante eines Ventilsitzbereiches für ein A-Ventil mit einem nach außen öffnenden Ventilkörper.

Das in Figur 6 dargestellte Magnetventil 1 umfasst den Ventilkörper 2, an welchem die Sitzfläche 29 ausgebildet ist. Über einen den Ventilkörper 2 des Magnetventils 1 durchziehenden Hochdruckzulauf 23 strömt unter hohem Druck stehender Kraftstoff dem Hochdruckbereich 6 zu, in welchem Hochdruck p_{HD} herrscht. Die Ventilnadel 3 des Magnetventils 1 ist symmetrisch zur Symmetrielinie 4 aufgebaut. Eine erste Umlaufkante der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 ist mit Bezugszeichen 32 gekennzeichnet, während eine weitere, zweite Umlaufkante der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 mit Bezugszeichen 33 bezeichnet ist. Im Ventilsitzbereich 5, der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 gegenüberliegend, ist die Mehrfachkegelgeometrie 19 ausgebildet, die eine erste Kegelfläche 20 sowie eine zweite Kegelfläche 21 umfasst. Die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 ist in der Sitzwinkeldifferenz 18 ausgebildet, während die zweite Kegelfläche 21, die sich entlang der ersten Umlaufkante 32 der Ventilnadel 3 an die erste Kegelfläche 20 anschließt, in einem im Vergleich zur Sitzwinkeldifferenz 18 größeren Kegelwinkel 27 ausgebildet ist. Im in Figur 6 dargestellten geöffneten Zustand der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 sind der Hochdruckbereich 6 und der Niederdruckbereich 7, in welchem Niederdruck p_{ND} herrscht, miteinander verbunden. Der Dichtkantendurchmesser 25 d_s entspricht weitgehend dem hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser $d_{hydr.,neu}$ 14 im Neuzustand des Ventils 1. Während die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 in einer Sitzwinkeldifferenz 18 ausgebildet ist, verläuft die zweite Kegelfläche 21 in einer weiteren Sitzwinkeldifferenz 27, welche größer gewählt ist als die Sitzwinkeldifferenz 18 der ersten Kegelfläche 20. Dadurch ist der Verschleißbereich an der Ventilnadel 3 auf den Bereich zwischen der Dichtkante 8 und der ersten Umlaufkante 32 an der nach außen öffnenden

Ventilnadel 3 eingegrenzt. Dieser Bereich (vgl. Bezugszeichen 9) kennzeichnet den Einlauf- beziehungsweise Verschleißbereich zwischen der Sitzfläche 29 am Ventilkörper 2 und der ersten Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19.

- 5 Die Dichtkante 8 ist bei dem in Figur 6 dargestellten A-Ventil 37 an der Kante der Sitzfläche 29, der ersten Kegelfläche 20 gegenüberliegend, ausgebildet.

Figur 7 zeigt eine weitere Ausführungsvariante eines A-Ventils mit einer Ventilnadel, an der eine Mehrfachkegelgeometrie ausgebildet ist.

10

- Im Unterschied zur in Figur 6 dargestellten Ausführungsvariante der erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ausgestaltung des Ventilsitzbereiches 5 befindet sich am Ventilkörper 2 eine taschenförmig konfigurierte Ausnehmung. Innerhalb der Ausnehmung des Ventilkörpers 2, in welche der Hochdruckzulauf 23 mündet, ist die Dichtkante 8 an der Sitzfläche 29 ausgebildet. Die Dichtkante 8 liegt auch in der in Figur 7 dargestellten Ausführungsvariante des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventilsitzbereiches 5 am Magnetventil 1 der ersten Kegelfläche 20 gegenüber. Die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 verläuft in Bezug auf die Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 mit der Sitzwinkeldifferenz 18. An die erste Umlaufkante 32 der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 des Magnetventils 1 schließt sich die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 an, die im Vergleich zur ersten Kegelfläche 20 im Kegelwinkel (27) ausgebildet ist. Die erste Kegelfläche 20 bildet eine Dichtfläche 17, wohingegen die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 aufgrund des größeren Kegelwinkels 27 eine Freifläche zur Begrenzung des Verschleißes darstellt.

25

- Aufgrund der Ausbildung einer Tasche im Hochdruckbereich 6 zwischen Ventilkörper 2 und Ventilnadel 3 fallen in der Ausführungsvariante gemäß Figur 7 der Durchmesser d_N 24 der Ventilnadel 3 und der Sitzdurchmesser d_S 25 nicht zusammen, sondern der Sitzdurchmesser d_S 25 übersteigt den Nadeldurchmesser d_N 24 der Ventilnadel 3. Im Vergleich zur in Figur 6 dargestellten Ausführungsvariante des A-Ventils 37 ist die Dichtkante 8 gemäß der Ausführungsvariante in Figur 7 um das Maß der Taschentiefe im Ventilkörper 2 nach außen verschoben, so dass sich im Vergleich zur Ausführungsvariante gemäß Figur 6 ein größerer Sitzdurchmesser d_S 25 einstellt.

35

- Im Neuzustand des Ventils 1 fällt der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser $d_{hydr., neu}$ des Ventils annähernd mit dem Dichtkantendurchmesser 25 (d_S) zusammen. Im Laufe des Betriebes des Ventils verschiebt sich der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser 25, $d_{hydr.,$

Betrieb hingegen nur unwesentlich, wie in der Darstellung gemäß Figur 7 gestrichelt angedeutet.

In der in Figur 7 dargestellten Ausführungsvariante an einem A-Ventil 37 liegt die Dichtkante 8 etwa der Mitte der ersten Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 gegenüber, die die Sitzwinkeldifferenz 18 aufweist. Die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 fungiert als Dichtfläche, während die zweite Kegelfläche 21 mit der Sitzwinkeldifferenz 27, bezogen auf die Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 als Freifläche dient.

Figur 8 zeigt eine Ausführungsvariante des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventilsitzbereiches mit einer an der Sitzfläche des Ventilkörpers ausgebildeten Schrägfläche.

Im Unterschied zu den sich auf ein A-Ventil 37 beziehenden Ausführungsvarianten gemäß der Figuren 6 und 7, an welche die Sitzfläche 29 durchgängig verläuft, ist an der Sitzfläche 29 gemäß der in Figur 8 dargestellten Ausführungsvariante eine um einen Winkel zur Sitzfläche 29 geneigt ausgebildete Fase 38 vorgesehen. Der Übergang der Sitzfläche 29 Fase 38 bildet die Dichtkante 8 am Ventilkörper 2. Analog zu den in Figuren 6 und 7 dargestellten Mehrfachkegelgeometrien 19 an der Ventalnadel 3 sind an der in Figur 8 dargestellten Ventalnadel 3 die erste Kegelfläche 20 sowie die zweite Kegelfläche 21 ausgebildet, die voneinander abweichende Kegelwinkel 18 beziehungsweise 27 aufweisen, d.h. nämlich die Sitzwinkeldifferenz 18 und die Winkeldifferenz 27 der ersten Kegelfläche 21. Der Dichtkantendurchmesser 25 (d_s) ist identisch mit dem hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser $d_{hydr., neu}$ im Neuzustand. Im Laufe des Betriebes breitet sich der Einlauf- beziehungsweise Verschleißbereich radial nach innen sowie radial nach außen verlaufend aus, so dass der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser $d_{hydr.Betrieb}$ konstant bleibt.

Die erste Kegelfläche 20 und die zweite Kegelfläche 21 sind durch die erste Umlaufkante 32 der nach außen öffnenden Ventalnadel 3 voneinander getrennt. Die zweite Umlaufkante 33 der nach außen öffnenden Ventalnadel 3 bildet die Begrenzung der zweiten Kegelfläche 21 an der Ventalnadel 3. Die Übergangsstelle, an welcher die Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 in die Fase 38 übergeht, bildet die Dichtkante 8.

In der in Figur 8 dargestellten Position der Ventalnadel 3 im Ventilkörper 2 sind der Hochdruckzulauf 23, der in den Hochdruckbereich 6 mündet, und der Niederdruckbereich 7, in dem Niederdruck p_{ND} herrscht, miteinander verbunden, so dass über den Hochdruckzulauf 23 Kraftstoff über den Hochdruckbereich 6 in den Niederdruckbereich 7 des Magnetventils 1 einströmt.

Figur 9 ist eine weitere Ausführungsvariante einer nach außen öffnenden Ventilnadel zu entnehmen.

Die Dichtkante 8 der Ventilnadel 3 liegt in der ersten Kegelfläche 20 der Mehrfachkegel-
5 geometrie 19 und ist in der Sitzwinkeldifferenz 18 und 18a ausgebildet. Beidseits der Dichtkante 8 in Bezug auf die Ventilnadel 3 radial nach innen beziehungsweise radial nach außen verlaufend, weist die erste Kegelfläche 20 Sitzwinkeldifferenzen 18 und 18a auf. Schlägt die Dichtkante 8 im Betrieb der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 des A-Ventils 37 an der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 an, so verläuft aufgrund der Sitzwinkeldiffe-
10 renzen 18 und 18a beidseits, die Abplattung der Dichtkante 8 symmetrisch an der ersten Kegelfläche 20, d.h. symmetrisch radial nach außen sowie symmetrisch radial nach innen. Dadurch wird im Betrieb des Magnetventils 1 eine gleichmäßig verlaufende Abplattung an der Dichtkante 8 erreicht. Die Begrenzung des Einlauf- beziehungsweise Verschleißberei-
15 ches 9 erfolgt bei der in Figur 9 dargestellten Ausführungsvariante des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventilsitzbereiches 5 dadurch, dass die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 einen spitzeren Kegelwinkel hat, verglichen zur ersten Kegelfläche 20.

Im Neuzustand des Ventils 1 gemäß der Ausführungsvariante nach Figur 9 fallen der
20 Dichtkantendurchmesser 25 der Dichtkante 8 an der Ventilnadel 3 und der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser $d_{\text{hydr., neu}}$ 14 zusammen. Im Laufe des Betriebes stellt sich ein hydraulisch wirksamer Dichtdurchmesser $d_{\text{hydr., Betrieb}}$ 15 ein, der sich nur unwesentlich vom hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser 14 im Neuzustand des Ventils 1 unterscheidet.

25 Die Begrenzung der als Freifläche dienenden zweiten Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 der Ventilnadel 3 bildet die zweite Umlaufkante 32 der nach außen öffnenden Ventilnadel 3. In der Position der Ventilnadel 3 gemäß Figur 9 stehen der Hochdruckzulauf 23 des Ventilkörpers 2, der Hochdruckbereich 6, in welchem Hochdruck p_{HD} herrscht so-
wie der Niederdruckbereich 7, in welchem Niederdruck p_{ND} herrscht, miteinander in Strö-
30 mungsverbindung.

Figur 10 schließlich zeigt eine Ausführungsvariante eines A-Ventils mit einer im Ventilkörper in der Sitzfläche ausgebildeten Tasche.

35 Gemäß der in Figur 10 dargestellten erfindungsgemäßen Ausführungsvariante des Ventilsitzbereiches 5 weist die Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 eine taschenförmig konfigurierte Ausnehmung 36 auf.

Die Tasche 36, die in der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 ausgebildet ist, hat die Funktion, den Einlauf-/Verschleißbereich 9 auf den Bereich zwischen der Dichtkante 8 am Ventilkörper 2 und die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 zu begrenzen. Die gleiche Funktion an der Ventalnadel 3 wird durch die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 erfüllt, da der Kegelwinkel der zweiten Kegelfläche 21 spitzer verläuft als der der ersten Kegelfläche 20.

Die Ventalnadel 3 des nach außen öffnenden A-Ventils 37 weist die Mehrfachkegelgeometrie 19 auf, die erste Kegelfläche 20 sowie die zweite Kegelfläche 21 umfassend.

Die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 der nach außen öffnenden Ventalnadel 3 ist mit der weiteren Sitzwinkeldifferenz 27 ausgebildet. Die erste Kegelfläche 20 wird durch die erste Umlaufkante 32 begrenzt, an der die erste Kegelfläche 20 in die zweite Kegelfläche 21 übergeht, welche durch die zweite Umlaufkante 33 begrenzt ist. Bei der in Figur 10 dargestellten Ausführungsvariante eines nach außen öffnenden A-Ventils 37 ist der Einlauf-/Verschleißbereich 9 auf die zwischen der Dichtkante 8 und der taschenförmigen Ausnehmung 36 liegenden Teil der Sitzfläche 29 sowie auf die erste Kegelfläche 20 begrenzt.

Im Neuzustand des in Figur 10 dargestellten, nach außen öffnenden A-Ventils 37 fällt der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser $d_{\text{hydr., neu}}$ (vgl. Position 14) mit dem Durchmesser der Dichtkante 8 im Ventilkörper 2 zusammen. Der sich nach einer Betriebszeit einstellende hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser $d_{\text{hydr., Betrieb}}$ (vgl. Bezugszeichen 15) unterscheidet sich nur unwesentlich vom hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser 14 $d_{\text{hydr., neu}}$ des nach außen öffnenden A-Ventils 37, so dass sich auch nach längerem Betrieb des nach außen öffnenden A-Ventils 37 am Ventilsitzbereich 5 keine unzulässigen, das Schließbeziehungsweise Öffnungsverhalten des nach außen öffnenden A-Ventils 37 negativ beeinflussenden Kräfte aufgrund der Veränderung hydraulischer Flächen einzustellen vermögen. Dadurch ist die Reproduzierbarkeit sowohl von Einspritzmengen als auch von Öffnungs- und Schließzeitpunkten gewährleistet.

Bezugszeichenliste

	1	Magnetventil
	2	Ventilkörper
5	3	Ventilnadel
	4	Symmetrielinie
	5	Ventilsitzbereich
	6	Hochdruckbereich (p_{HD})
	7	Niederdruckbereich (p_{ND})
10	8	Dichtkante
	9	Einlauf-/Verschleißbereich
	10	Dämpfungsspalt
	11	erste Umlaufkante
	12	zweite Umlaufkante
15	13	Kegelfläche Ventilnadel
	14	hydraulisch wirksamer Dichtdurchmesser $d_{hydr, neu}$
	15	hydraulisch wirksamer Dichtdurchmesser $d_{hydr, Betrieb}$
	18	Sitzwinkeldifferenz (von Dichtkante nach innen)
20	18a	Sitzwinkeldifferenz (von Dichtkante nach außen)
	19	Mehrfachkegelgeometrie
	20	erste Kegelfläche
	21	zweite Kegelfläche
	22	I-Ventilsitz
25	23	Hochdruckzulauf
	24	Durchmesser Ventilnadel (d_N)
	25	Dichtkantendurchmesser (d_S)
	27	weitere Sitzwinkeldifferenz zwischen Sitzfläche 29 und zweiter Kegelfläche 21
30	28	Winkelbereich
	29	Sitzfläche Ventilkörper 2
	32	erste Umlaufkante Ventilnadel
	33	zweite Umlaufkante Ventilnadel
35		
	36	Freistich
	37	A-Ventilsitz
	38	Fase

- 40 dritte Umlaufkante Ventilnadel
- 41 dritte Kegelfläche
- 42 weitere Kegelfläche

Patentansprüche

1. Ventil zum Steuern von unter hohem Druck stehenden Flüssigkeiten mit einem Ventilsitzbereich (5), an welchem ein Hochdruckbereich (6, 23) und ein Niederdruckbereich (7) miteinander verbindbar oder voneinander trennbar sind, und mit einem Ventilkörper (2), an welchem eine Sitzfläche (29) für ein kegelförmiges Ventiltglied (3) ausgebildet ist, wobei die Sitzfläche (29) im Ventilkörper (2) geneigt verläuft, dadurch gekennzeichnet, dass das kegelförmige Ventiltglied (3) eine Mehrfachkegelgeometrie (19) im Ventilsitzbereich (5) aufweist, mit mindestens einer ersten Kegelfläche (20) und einer zweiten Kegelfläche (21), wobei die erste Kegelfläche (20) eine Sitzwinkeldifferenz (18, 18a) zur Sitzfläche (29) des Ventilkörpers (2) aufweist.
5
2. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Kegelfläche (21) der Mehrfachkegelgeometrie (19) einen die Sitzwinkeldifferenz (18, 18a) der ersten Kegelfläche (20) übersteigende, weitere Sitzwinkeldifferenz (27) aufweist.
15
3. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilnadel (3) das Ventiltglied eines nach innen öffnenden Ventils (22) oder eines nach außen öffnenden Ventils (37) darstellt.
20
4. Ventil gemäß Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtkante (8) mit einer Umlaufkante (11, 12; 32, 33) der Ventilnadel (3) zusammenfällt und sich von der Dichtkante (8) Kegelflächenabschnitte radial nach innen und radial nach außen erstrecken, die zur Sitzfläche (29) im Ventilkörper (2) unterschiedliche Sitzwinkeldifferenzen (18, 18a) aufweisen.
25
5. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Sitzwinkeldifferenz (18, 18a) zwischen der ersten Kegelfläche (20) und der Sitzfläche (29) des Ventilkörpers (2) weniger als 5° beträgt.
30
6. Ventil gemäß der Ansprüche 1 und 3, dadurch gekennzeichnet, dass in der Sitzfläche (29) des Ventilkörpers (2) des nach innen öffnenden Ventils (22) oder in der Sitzfläche (29) des nach außen öffnenden Ventils (37) eine taschenförmige Ausnehmung (36) ausgebildet ist.
35
7. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtkante (8) mit einer der Umlaufkanten (11, 12; 32, 33) der Mehrfachkegelgeometrie (19) zusammenfällt

und zwischen der ersten Kegelfläche (20) und der zweiten Kegelfläche (21) angeordnet ist.

- 5 8. Ventil gemäß Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Sitzwinkeldifferenz (18, 18a) an der ersten Kegelfläche (20) sich radial nach außen erstreckend ausgeführt ist.
9. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtkante (8) als Kante einer Sitzfläche (29) des Ventilkörpers (2) ausgebildet ist.
- 10 10. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtkante (8) zwischen der Sitzfläche (29) und einer am Ventilkörper (2) ausgebildeten Fase (38) liegt, wobei die Fase (38) die Sitzwinkeldifferenz (18, 18a) zur Sitzfläche (29) aufweist.

Fig. 1

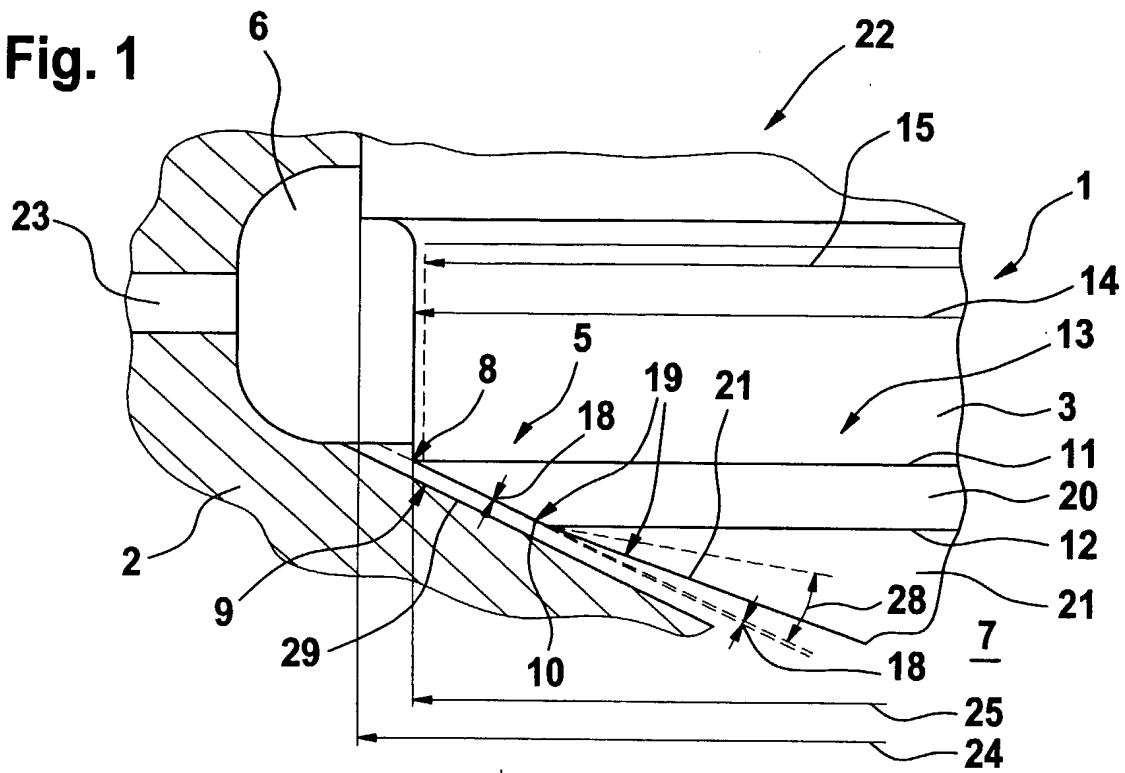


Fig. 2

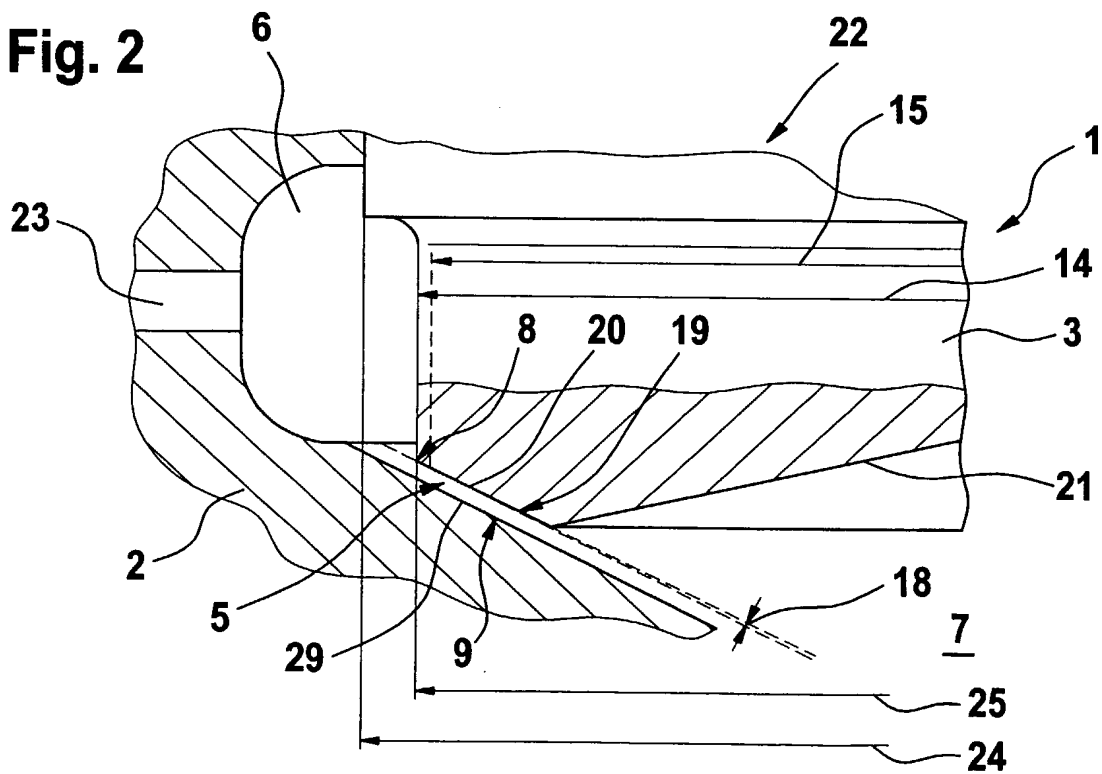


Fig. 3

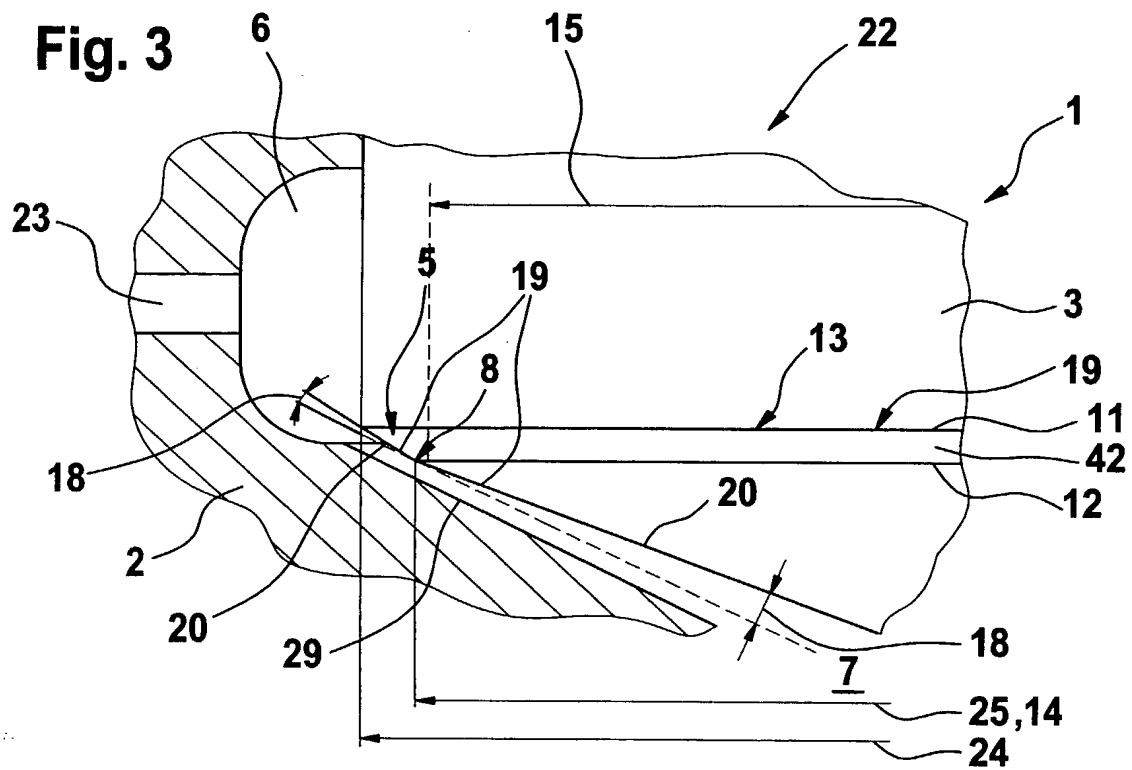


Fig. 4

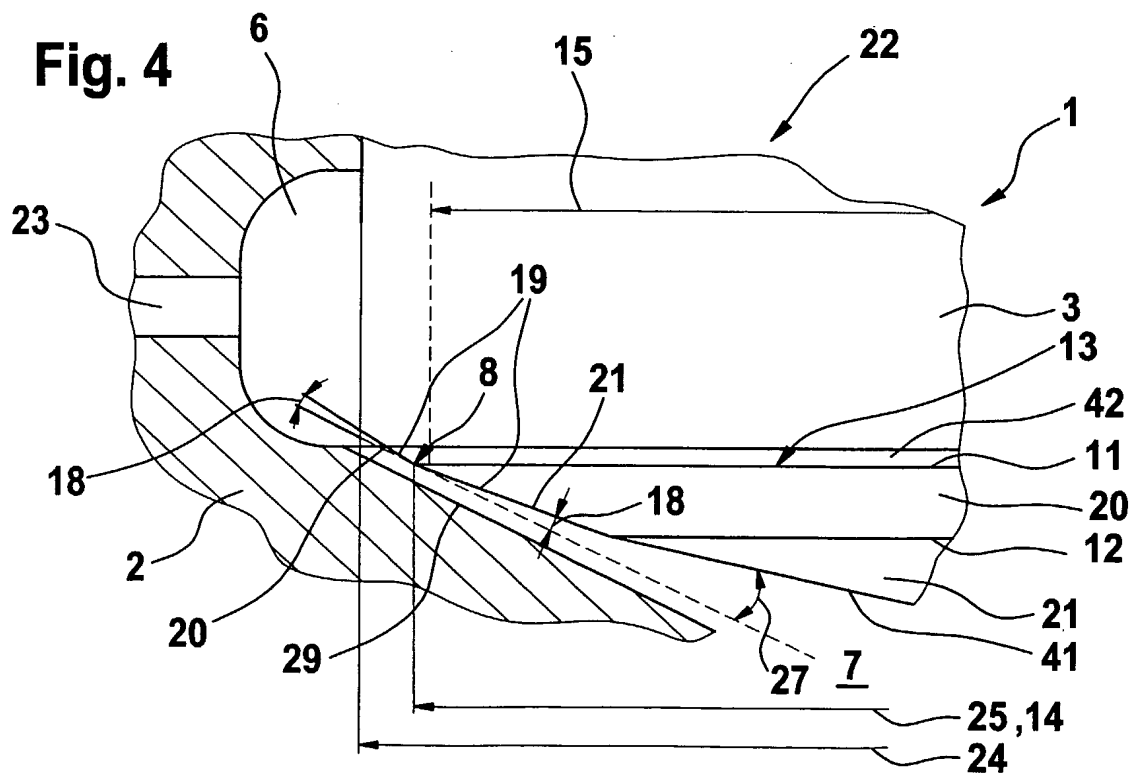


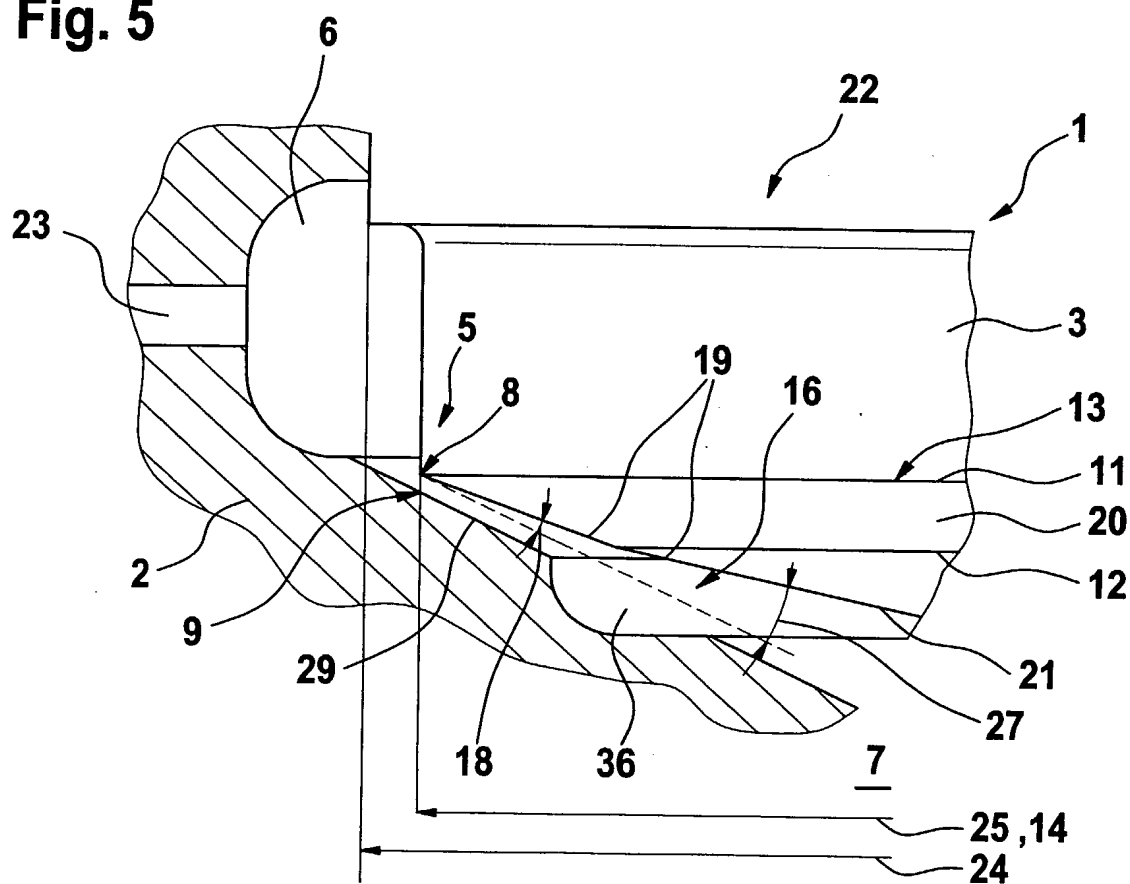
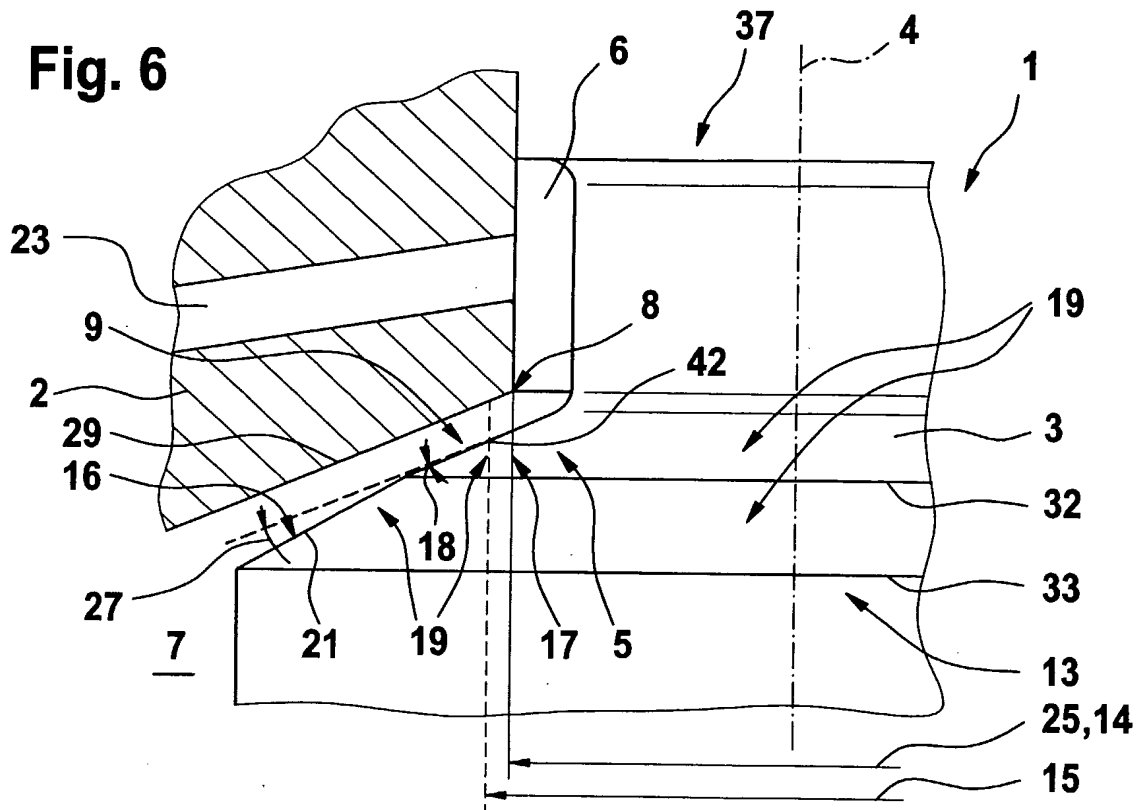
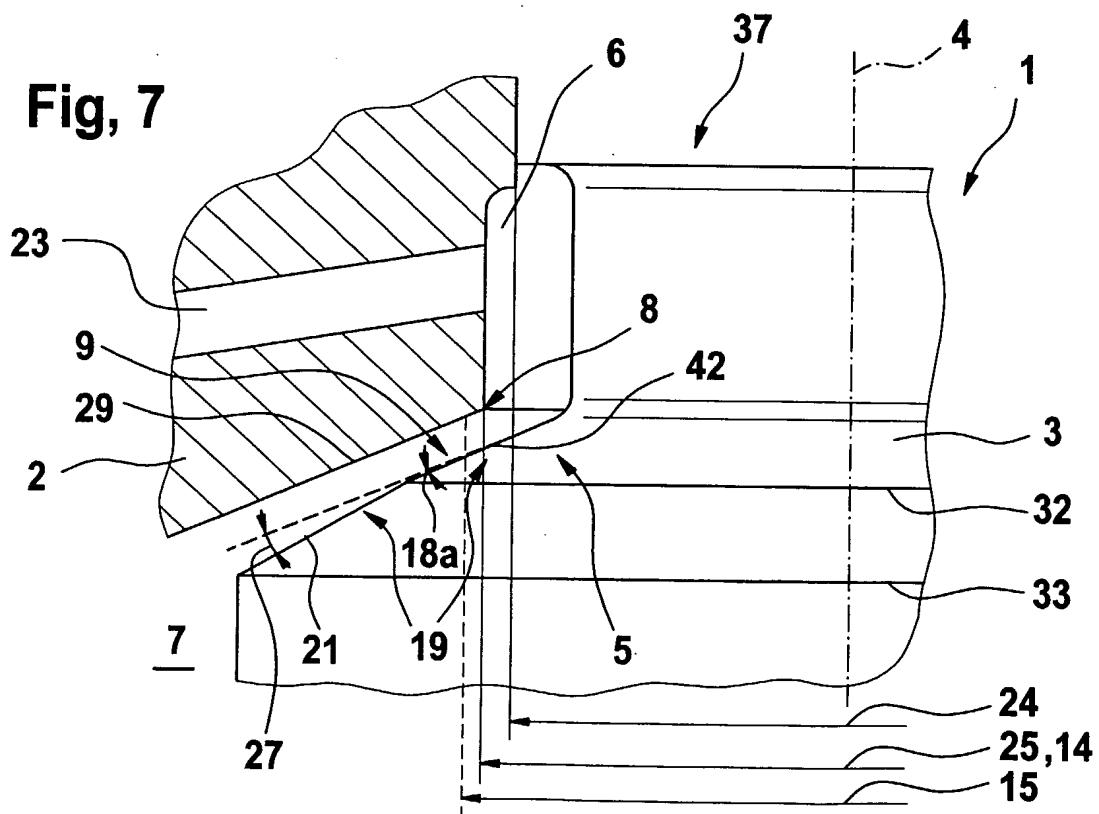
Fig. 5

Fig. 6



Fig, 7



Fig, 8

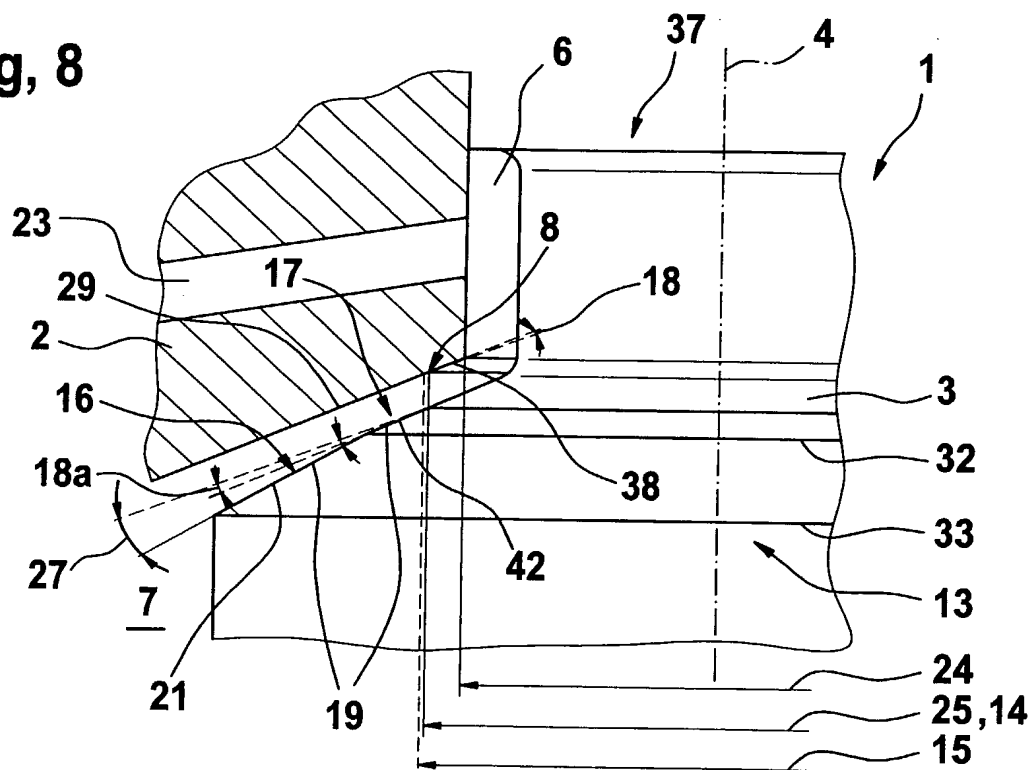
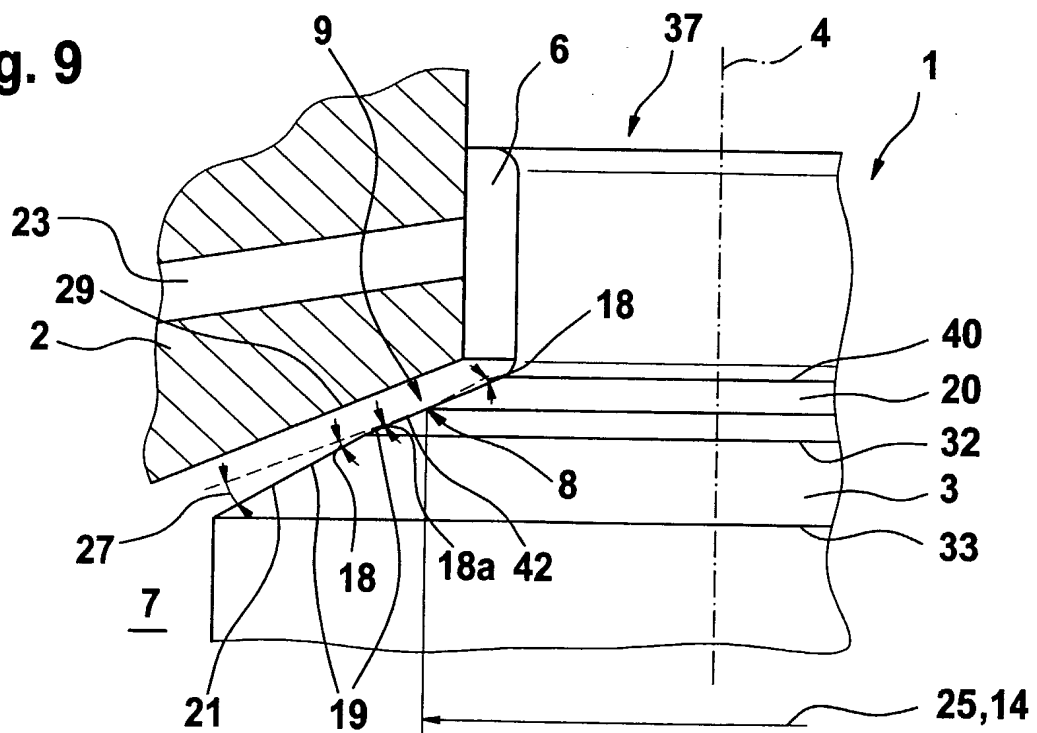
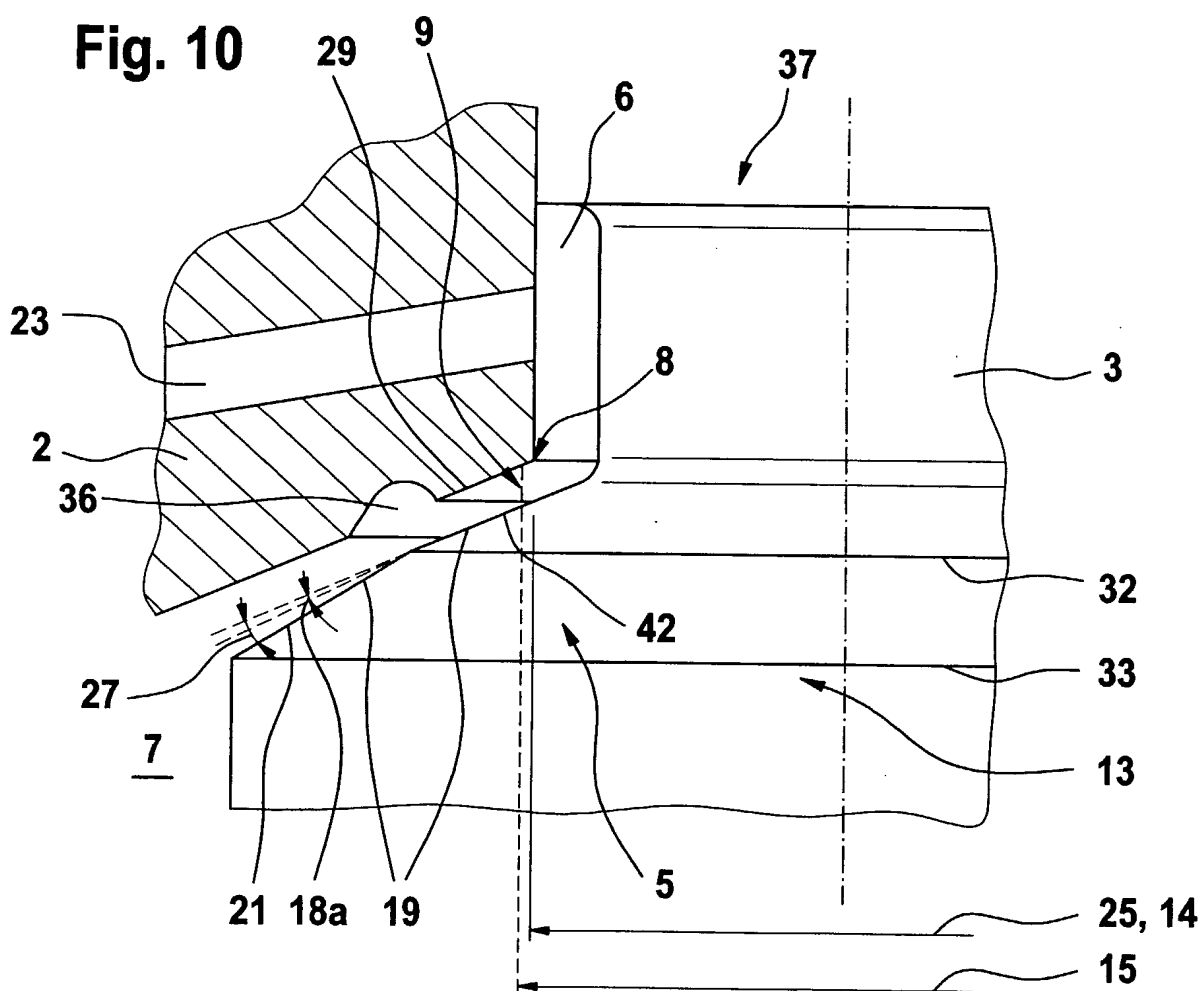


Fig. 9





INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/DE2004/002356

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC 7 F02M61/18 F02M61/08 F16K1/38

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F02M F16K

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 101 57 463 A1 (ROBERT BOSCH GMBH) 5 June 2003 (2003-06-05)	1-5, 9
Y	paragraph '0010! - paragraph '0019!; figure 2	6, 10
X	DE 103 18 989 A1 (ROBERT BOSCH GMBH) 27 November 2003 (2003-11-27) the whole document	1, 3, 7-9
X	EP 1 344 931 A (DELPHI TECHNOLOGIES, INC) 17 September 2003 (2003-09-17) paragraph '0020! - paragraph '0035!; claims 1,9-15; figures 3,4	1, 3, 5, 7, 9
Y	DE 101 52 415 A1 (ROBERT BOSCH GMBH) 18 June 2003 (2003-06-18) paragraph '0015! - paragraph '0022!; figure 1	6, 10
	----- -/-	

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.☒ Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents:

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the international filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- *T* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- *&* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

4 February 2005

Date of mailing of the international search report

01/03/2005

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Nobre, S

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/DE2004/002356

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	<p>WO 91/11609 A (ORBITAL ENGINE COMPANY PROPRIETARY LIMITED) 8 August 1991 (1991-08-08) page 5, line 12 - page 7, line 14; figure 3</p> <p style="text-align: center;">-----</p>	<p>1, 3, 4, 8, 10</p>

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/DE2004/002356

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 10157463	A1	05-06-2003	WO 03046368 A1 05-06-2003
DE 10318989	A1	27-11-2003	WO 03098031 A1 27-11-2003
EP 1344931	A	17-09-2003	EP 1344931 A2 17-09-2003
DE 10152415	A1	18-06-2003	WO 03038272 A1 08-05-2003 EP 1440238 A1 28-07-2004 US 2004075001 A1 22-04-2004
WO 9111609	A	08-08-1991	AT 131578 T 15-12-1995 AT 191065 T 15-04-2000 AU 647770 B2 31-03-1994 AU 7147491 A 21-08-1991 WO 9111609 A1 08-08-1991 BR 9105166 A 04-08-1992 CS 9100171 A2 15-10-1991 DE 69115376 D1 25-01-1996 DE 69115376 T2 11-07-1996 DE 69132070 D1 27-04-2000 DE 69132070 T2 14-09-2000 EP 0468009 A1 29-01-1992 EP 0651154 A1 03-05-1995 ES 2082192 T3 16-03-1996 HU 59203 A2 28-04-1992 IN 180853 A1 28-03-1998 JP 3527126 B2 17-05-2004 JP 11280605 A 15-10-1999 JP 3105244 B2 30-10-2000 KR 207165 B1 15-07-1999 RU 2069788 C1 27-11-1996 US 5593095 A 14-01-1997

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2004/002356

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 7 F02M61/18 F02M61/08 F16K1/38

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 F02M F16K

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 101 57 463 A1 (ROBERT BOSCH GMBH) 5. Juni 2003 (2003-06-05)	1-5,9
Y	Absatz '0010! - Absatz '0019!; Abbildung 2 -----	6,10
X	DE 103 18 989 A1 (ROBERT BOSCH GMBH) 27. November 2003 (2003-11-27) das ganze Dokument -----	1,3,7-9
X	EP 1 344 931 A (DELPHI TECHNOLOGIES, INC) 17. September 2003 (2003-09-17) Absatz '0020! - Absatz '0035!; Ansprüche 1,9-15; Abbildungen 3,4 -----	1,3,5,7, 9
Y	DE 101 52 415 A1 (ROBERT BOSCH GMBH) 18. Juni 2003 (2003-06-18) Absatz '0015! - Absatz '0022!; Abbildung 1 ----- -/--	6,10



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

E älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

L Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

O Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

P Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

T Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

Y Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

Z Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

4. Februar 2005

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

01/03/2005

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Nobre, S

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	WO 91/11609 A (ORBITAL ENGINE COMPANY PROPRIETARY LIMITED) 8. August 1991 (1991-08-08) Seite 5, Zeile 12 - Seite 7, Zeile 14; Abbildung 3 -----	1,3,4,8, 10

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2004/002356

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
DE 10157463	A1	05-06-2003	WO	03046368 A1	05-06-2003
DE 10318989	A1	27-11-2003	WO	03098031 A1	27-11-2003
EP 1344931	A	17-09-2003	EP	1344931 A2	17-09-2003
DE 10152415	A1	18-06-2003	WO	03038272 A1	08-05-2003
			EP	1440238 A1	28-07-2004
			US	2004075001 A1	22-04-2004
WO 9111609	A	08-08-1991	AT	131578 T	15-12-1995
			AT	191065 T	15-04-2000
			AU	647770 B2	31-03-1994
			AU	7147491 A	21-08-1991
			WO	9111609 A1	08-08-1991
			BR	9105166 A	04-08-1992
			CS	9100171 A2	15-10-1991
			DE	69115376 D1	25-01-1996
			DE	69115376 T2	11-07-1996
			DE	69132070 D1	27-04-2000
			DE	69132070 T2	14-09-2000
			EP	0468009 A1	29-01-1992
			EP	0651154 A1	03-05-1995
			ES	2082192 T3	16-03-1996
			HU	59203 A2	28-04-1992
			IN	180853 A1	28-03-1998
			JP	3527126 B2	17-05-2004
			JP	11280605 A	15-10-1999
			JP	3105244 B2	30-10-2000
			KR	207165 B1	15-07-1999
			RU	2069788 C1	27-11-1996
			US	5593095 A	14-01-1997